



①⑨ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 195 14 411 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>8</sup>:  
**F 16 D 33/00**  
F 16 D 47/06  
F 16 H 45/02

②① Aktenzeichen: 195 14 411.2  
②② Anmeldetag: 19. 4. 95  
②③ Offenlegungstag: 9. 11. 95

DE 195 14 411 A 1

③① Innere Priorität: ③② ③③ ③①  
26.04.94 DE 44 14 521.7

⑦① Anmelder:  
LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815 Bühl,  
DE

⑦② Erfinder:  
Olsen, Steven, 77815 Bühl, DE; Hönemann, Rudolf,  
77833 Ottersweier, DE; Boman, Wendy, Wooster,  
Ohio, US

⑤④ Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung

⑤⑦ Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung  
mit wenigstens einem mit einer Antriebswelle verbindbaren  
Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebe-  
nes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzu-  
treibenden Stranges verbindbares Turbinenrad aufnimmt.

DE 195 14 411 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 09. 95 508 045/550

25/29

Die Erfindung betrifft eine Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, mit wenigstens einem mit einer Antriebswelle, wie der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine verbindbaren Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie z. B. einer Getriebeeingangswelle, verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, wobei weiterhin wenigstens ein im Kraftfluß zwischen dem Gehäuse und einem Abtriebsteil der Einrichtung angeordneter drehelastischer Dämpfer vorhanden ist.

Derartige Kraftübertragungseinrichtungen sind beispielsweise durch die DE-OS 42 13 341, die DE-Patentanmeldung 43 33 5624 und die US-PS 5,103,947 vorge schlagen worden.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, derartige Einrichtungen bezüglich ihres Aufbaus derart zu verbessern, daß diese in besonders einfacher und kostengünstiger Weise herstellbar sind, indem durch konstruktive Maßnahmen ein geringer Fertigungs- und Montageaufwand gewährleistet wird. Weiterhin soll eine einwandfreie Dämpfungswirkung gewährleistet werden und die Übertragung hoher Momente, insbesondere bei Wandlerbetrieb sichergestellt werden, ohne daß hierfür ein erhöhter Materialeinsatz für die den drehelastischen Dämpfer bildenden Bauteile erforderlich wird. Ein weiteres Ziel der vorliegenden Erfindung bestand darin, den Verschleiß zu minimieren und die Lebensdauer des Gesamtorgans zu verlängern.

Gemäß einer Ausführungsform der Erfindung wird dies bei einer Kraftübertragungseinrichtung der eingangs beschriebenen Art, bei der der drehelastische Dämpfer im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Abtriebsteil der Einrichtung, wie z. B. einer Abtriebsnabe, angeordnet ist, wobei der drehelastische Dämpfer ein gegenüber dem Turbinenrad drehfestes Eingangsteil sowie ein gegenüber dem Eingangsteil entgegen der Rückstellkraft von Kraftspeichern verdrehbares mit dem Abtriebsteil verbundenes Ausgangsteil umfaßt, dadurch erzielt, daß zwischen dem Ausgangsteil und dem Turbinenrad eine mit Verdrehspiel für den Dämpfer versehene formschlüssige Verbindung vorgesehen ist. Eine solche unmittelbar zwischen dem Ausgangsteil und dem Turbinenrad vorgesehene bzw. wirksame, durch entsprechende Anschlagkonturen gebildete formschlüssige Verbindung ermöglicht den Verdrehwinkel zwischen dem Eingangsteil und dem Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers zu begrenzen, ohne daß die das Eingangs- und Ausgangsteil bildenden Bauteile einer erhöhten Beanspruchung ausgesetzt werden. Es kann also über die formschlüssige Verbindung das über den Dämpfer geleitete Drehmoment begrenzt werden, so daß die den drehelastischen Dämpfer bildenden scheibenförmigen Bauteile bezüglich ihrer Festigkeit schwächer dimensioniert werden können, was sowohl für deren Herstellung als auch bezüglich der entstehenden Kosten vorteilhaft ist. Durch die erfindungsgemäße konstruktive Ausgestaltung der Kraftübertragungseinrichtung kann also über die formschlüssige Verbindung zwischen dem Turbinenrad und dem Abtriebsteil ein paralleler Kraftflußweg zu dem über den Dämpfer verlaufenden Weg gebildet werden.

Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn die Kraftübertragungseinrichtung eine mit dem drehelastischen Dämpfer in Reihe angeordnete Überbrückungskupplung aufweist. Diese Überbrückungskupplung kann — im Kraftflußweg vom Gehäuse zum Abtriebsteil betrachtet — dem drehelastischen Dämpfer vorgeschaltet sein, so daß ausgehend vom Gehäuse das Drehmoment zunächst in die Überbrückungskupplung geleitet wird und über diese dann in den drehelastischen Dämpfer. Für die Funktion der Einrichtung kann es von Vorteil sein, wenn das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers antriebsmäßig mit dem Turbinenrad verbunden ist, so daß bei Wandlerbetrieb das vom Dämpfer zu übertragende Moment über das Turbinenrad in diesen eingeleitet wird, wobei die Größe des vom drehelastischen Dämpfer zu übertragenden Momentes durch die formschlüssige Verbindung zwischen dem Turbinenrad und dem Ausgangsteil begrenzt wird.

Für den Aufbau der Kraftübertragungseinrichtung kann es von Vorteil sein, wenn das Turbinenrad eine Innennabe aufweist, zwischen der und dem Abtriebsteil bzw. der Abtriebsnabe die formschlüssige Verbindung vorgesehen ist. In vorteilhafter Weise kann die formschlüssige Verbindung durch ineinandergreifende Verzahnungen gebildet sein. Zur Bildung der formschlüssigen Verbindung kann die Turbinennabe derart ausgestaltet sein, daß diese eine zentrale axiale Ausnehmung begrenzt, wobei zumindest über einen Teilbereich der Länge dieser Ausnehmung eine Profilierung bzw. eine Innenverzahnung vorgesehen ist. Das Abtriebsteil bzw. die Abtriebsnabe kann eine Außenverzahnung aufweisen, die mit der Innenverzahnung des Turbinenrades bzw. der Turbinennabe mit Verdrehspiel in Eingriff steht. Für manche Anwendungsfälle kann es von Vorteil sein, wenn die Turbinennabe auf einem die Eingangswelle eines Getriebes umgebenden hohlen Wellenabschnitt zentriert geführt ist. Dieser Wellenabschnitt kann starr mit dem Getriebegehäuse verbunden sein und gleichzeitig zur Aufnahme des Leitrades dienen. Auf diesem Wellenabschnitt ist also der Innenring des Freilaufes des Leitrades drehfest aufgenommen. Zwischen der Turbinennabe und diesem Wellenabschnitt kann eine in axialer Richtung wirksame Abdichtung vorgesehen sein.

Ein besonders einfacher und kostengünstiger Aufbau einer Kraftübertragungseinrichtung kann dadurch gewährleistet werden, daß das Abtriebsteil der Einrichtung das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers trägt. Das Abtriebsteil kann dabei mit dem Ausgangsteil über eine zumindest drehfeste Verbindung gekoppelt sein. Zweckmäßig kann es jedoch sein, wenn das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers und das Abtriebsteil starr miteinander verbunden sind, wobei diese beiden Teile auch einstückig ausgebildet werden können, so daß dann praktisch das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers auch als Abtriebsteil für die Einrichtung dient. In einfacher Weise kann das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers durch ein flanschartiges Teil gebildet werden, das starr mit dem Abtriebsteil gekoppelt ist. Das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers kann durch wenigstens ein scheibenförmiges Bauteil gebildet sein, das radial innen mit der Turbinennabe antriebsmäßig verbunden ist. Hierfür kann das scheibenförmige Bauteil eine Innenverzahnung besitzen, die mit einer Außenverzahnung der Turbinennabe in Eingriff steht. Zur besseren Führung der zwischen dem Eingangsteil und dem Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers vorgesehenen Kraftspeicher, wie z. B.

Schraubenfedern, kann es für manche Anwendungsfälle von Vorteil sein, wenn das scheibenförmige Bauteil ein zu diesem axial beabstandetes ringförmiges Bauteil trägt, wobei in dem axial zwischen diesen Bauteilen vorhandenen Bauraum das flanschartige Ausgangsteil des Dämpfers zumindest teilweise aufgenommen ist. In den radial sich überlappenden Bereichen dieser Bauteile können Aufnahmen bzw. Fenster für die Kraftspeicher vorgesehen sein. Das scheibenförmige Bauteil und das ringförmige Bauteil können in einfacher Weise radial außerhalb des flanschartigen Ausgangsteils axial fest miteinander verbunden werden.

Die zwischen dem Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers und dem Turbinenrad vorgesehene formschlüssige Verbindung kann in vorteilhafter Weise radial innerhalb des Eingangsteils des drehelastischen Dämpfers angeordnet sein.

Für die Funktion und den Aufbau der Kraftübertragungseinrichtung kann es weiterhin von Vorteil sein, wenn mit dem Dämpfer eine in Reihe geschaltete Überbrückungskupplung vorgesehen ist, welche einen axial verlagerbaren Kolben aufweist, wobei dieser Kolben auf der Turbinennabe zentriert axial verlagerbar geführt sein kann. Zweckmäßig kann es sein, wenn der Kolben der Überbrückungskupplung mit dem Turbinenrad drehfest verbunden ist. Zwischen dem Kolben und dem Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers kann eine drehfeste, in axialer Richtung jedoch eine relative Verlagerung zwischen diesen Bauteilen zulassende Verbindung vorgesehen sein. Diese Verbindung kann in einfacher Weise durch eine axiale Steckverbindung gebildet werden. Die zwischen der Turbinennabe und dem Abtriebsenteil der Einrichtung vorgesehene formschlüssige Verbindung kann ebenfalls als axiale Steckverbindung ausgebildet sein.

Die drehfeste Verbindung zwischen Kolben und Dämpfereingangsteil kann in vorteilhafter Weise radial außerhalb der Kraftspeicher des Dämpfers angeordnet sein.

Für manche Anwendungsfälle der Einrichtung kann es von Vorteil sein, wenn der drehelastische Dämpfer axial unmittelbar zwischen einer radialen Wandung des Gehäuses und dem Kolben angeordnet ist. Die radiale Wandung des Gehäuses ist dabei vorzugsweise der die Einrichtung antreibenden Maschine bzw. Brennkraftmaschine benachbart. Der drehelastische Dämpfer kann jedoch auch axial zwischen dem Kolben und dem Turbinenrad angeordnet werden. Der Kolben selbst kann in vorteilhafter Weise axial zwischen einer radialen Gehäusewandung und dem Turbinenrad angeordnet sein. Der Kolben kann im axialen Bereich zwischen einer radialen Gehäusewandung und dem Turbinenrad angeordnet sein.

Für die Funktion der Überbrückungskupplung kann es zweckmäßig sein, wenn der Kolben im Sinne eines Öffnens der Überbrückungskupplung durch einen Kraftspeicher beaufschlagt wird. Hierfür kann axial zwischen dem Kolben und einem scheibenförmigen Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers ein Kraftspeicher axial verspannt werden. Dieser Kraftspeicher kann durch eine Tellerfeder gebildet sein.

Ein besonders einfacher Aufbau kann durch Abstützung des Ausgangsteils des drehelastischen Dämpfers axial am Gehäuse gewährleistet werden. Das Ausgangsteil kann sich dabei über radial innere Bereiche am Gehäuse abstützen. Diese Abstützung kann am Gehäuse erfolgen, so daß dann praktisch während des Betriebes der Einrichtung eine Stahl-Stahl-Reibung vorhanden

sein kann. Zwischen dem Ausgangsteil und dem Gehäuse kann jedoch auch ein axiales Abstützlager, das durch ein Wälzlager oder ein Gleitlager gebildet sein kann, vorgesehen werden. In vorteilhafter Weise kann das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers durch einen Kraftspeicher axial gegen einen Abstützbereich des Gehäuses verspannt werden. Dieser Kraftspeicher kann gleichzeitig den Kolben der Überbrückungskupplung in axialer Richtung im Sinne eines Öffnens der Überbrückungskupplung beaufschlagen. Der Aufbau der Einrichtung kann in vorteilhafter Weise derart erfolgen, daß das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers sich am Ausgangsteil axial abstützt. Diese Abstützung kann dabei unmittelbar erfolgen, so daß zwischen Eingangsteil und Ausgangsteil eine sogenannte Stahl-Stahl-Reibung vorhanden ist. Zwischen Eingangsteil und Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers kann jedoch auch ein axiales Abstützlager vorgesehen sein, das z. B. durch einen Ring aus Reib- oder Gleitmaterial bestehen kann.

Ein besonders einfacher Aufbau einer Kraftübertragungseinrichtung kann gemäß einer weiteren erfindungsgemäßen Ausgestaltung dadurch gewährleistet werden, daß das Turbinenrad axial über den Kolben der Überbrückungskupplung abgestützt wird. Durch eine derartige Abstützung des Turbinenrades kann die üblicherweise radial innen vorgesehene axiale Abstützlagerung für die Turbinennabe bzw. das Turbinenrad entfallen. Der Kolben der Überbrückungskupplung kann in Verbindung mit einer radialen Wandung des Gehäuses einen mit Druckmedium, wie Öl, beaufschlagbaren Raum begrenzen. Dieser Raum kann in vorteilhafter Weise, zumindest im wesentlichen radial nach außen hin abgedichtet werden, indem der Kolben radial außen in Reibengriff mit einer vom Gehäuse getragenen Reibfläche bringbar ist.

Für den Zusammenbau der Einrichtung kann es von Vorteil sein, wenn das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers — in radialer Richtung betrachtet — zumindest annähernd im mittleren Bereich der äußeren Turbinenschale mit dieser verbunden ist. Diese Verbindung befindet sich also im radialen Erstreckungsbereich der mit dieser Turbinenschale verbundenen Beschauelfung. Das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers und die äußere Turbinenschale können über Nietverbindungen miteinander drehfest gekoppelt sein.

Ein besonders einfacher Aufbau der Einrichtung kann durch Aufnahme des Kolbens der Überbrückungskupplung über seine radial inneren Bereiche unmittelbar auf einer Getriebeeingangswelle erzielt werden, wobei zwischen Kolben und Welle eine in axialer Richtung wirkende Abdichtung vorhanden ist. Zur axialen Führung auf der Getriebeeingangswelle kann der Kolben radial innen einen axialen Ansatz aufweisen. Zur Bildung der zwischen dem Kolben und der Getriebeeingangswelle vorgesehenen Dichtstelle kann der Kolben an seinem radial inneren Bereich, welcher eine ringförmige Ausnehmung begrenzt, einen Dichtring tragen. Es kann jedoch auch in vorteilhafter Weise ein Dichtring auf der Getriebebewelle vorgesehen werden, welcher mit den radial inneren Bereichen des Kolbens zusammenwirkt.

Eine weitere Vereinfachung bzw. Verbilligung einer erfindungsgemäß ausgebildeten Einrichtung kann durch unmittelbare axiale Abstützung der äußeren Turbinenschale am Leitrad erzielt werden. Hierfür kann die äußere Turbinenschale einen über die Beschauelfung hinaus radial nach innen verlaufenden ringartigen Bereich aufweisen, der sich am Leitrad abstützt. Eine derartige Turbinenschale besitzt also radial innen kein zusätzli-

ches Bauteil. Die axialen Abstützbereiche des Turbinenrades und die äußere die Turbinenbeschauelung aufnehmende Schale sind also einstückig ausgebildet. Die äußere Turbinenschale kann weiterhin derart ausgestaltet sein, daß sie radial innen auf dem Abtriebsteil unmittelbar zentriert und gegenüber diesem verdrehbar ist. Der Aufbau der Einrichtung kann dabei derart ausgebildet sein, daß das Turbinenrad gegenüber dem Abtriebsteil entgegen der Wirkung des drehelastischen Dämpfers verdrehbar ist. Hierfür kann das Turbinenrad mit dem Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers in Drehverbindung stehen, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn diese Drehverbindung starr ausgebildet ist. Weiterhin kann es zweckmäßig sein, wenn das Turbinenrad mit dem Kolben in Drehverbindung steht, wobei diese Drehverbindung drehfest ausgebildet sein kann.

Gemäß einer zusätzlichen erfinderischen Ausgestaltungsmöglichkeit einer Kraftübertragungseinrichtung der eingangs beschriebenen Art kann diese einen drehelastischen Dämpfer umfassen mit einem Eingangsteil und einem Ausgangsteil, die jeweils nur ein scheibenförmiges bzw. flanschartiges Bauteil aufweisen. Die beiden scheibenförmigen Bauteile sind dabei axial benachbart und besitzen — in axialer Richtung betrachtet — sich überdeckende bzw. überlagernde Ausnehmungen, in denen in Umfangsrichtung wirksame Kraftspeicher — vorzugsweise in Form von Schraubenfedern — aufgenommen sind. Die Drehbegrenzung zwischen den beiden scheibenförmigen Bauteilen kann durch Anschläge erfolgen, welche radial innerhalb der Kraftspeicher vorgesehen sein können. In einfacher Weise können diese Anschläge durch aus wenigstens einem der scheibenförmigen Bauteile herausgeformte Vorsprünge gebildet sein, die mit Verdrehspiel in Ausnehmungen des anderen scheibenförmigen Bauteils eingreifen. Die Vorsprünge können durch axiale Anprägungen oder durch aus dem entsprechenden Bauteil herausgebogene Laschen bzw. Zungen gebildet sein. In vorteilhafter Weise können die beiden scheibenförmigen Bauteile über entsprechende Führungs- bzw. Anschlagmittel zumindest in axialer Richtung relativ zueinander festgelegt sein, so daß sie eine Montageeinheit bilden können. Weiterhin können die beiden scheibenförmigen Bauteile gegenüber dem Kolben einer Wandlerüberbrückungskupplung gesichert bzw. festgelegt sein. Diese axiale Festlegung der beiden scheibenförmigen Bauteile gegenüber dem Kolben erfolgt jedoch derart, daß der Kolben gegenüber wenigstens einem dieser scheibenförmigen Bauteile eine begrenzte axiale Verlagerungsmöglichkeit aufweist. Durch eine derartige Ausgestaltung können also der Kolben und die beiden scheibenförmigen Bauteile als Montageeinheit zusammengefaßt werden. Zweckmäßig kann es dabei sein, wenn zwischen dem Kolben und wenigstens einem der scheibenförmigen Bauteile ein Kraftspeicher vorgesehen ist, der den Kolben und das entsprechende scheibenförmige Bauteil — in axialer Richtung betrachtet — gegensinnig beaufschlagt. In vorteilhafter Weise kann dieser Kraftspeicher derart angeordnet sein, daß die zwischen den einzelnen Bauteilen vorgesehenen axialen Anschläge aneinander anliegen bzw. verspannt sind. Der Kraftspeicher kann in vorteilhafter Weise durch ein membranartiges bzw. tellerfederartiges Bauteil gebildet sein.

Anhand der Fig. 1 bis 7 sei die Erfindung näher erläutert.

Dabei zeigt:

Fig. 1 eine entsprechend der Erfindung ausgestaltete Kraftübertragungseinrichtung mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler im Schnitt,

Fig. 2 einen teilweise dargestellten Schnitt entsprechend der Linie II-II der Fig. 1,

Fig. 3 eine andere Ausgestaltungsmöglichkeit einer erfindungsgemäßen Kraftübertragungseinrichtung im Schnitt,

die Fig. 4 bis 7 weitere konstruktive Varianten im Schnitt.

Die in Fig. 1 dargestellte Drehmomentübertragungseinrichtung 1 besitzt ein Gehäuse 2, das einen hydrodynamischen Drehmomentwandler 3 aufnimmt. Das Gehäuse 2 ist mit einer antreibenden Welle, die durch die Abtriebswelle, wie z. B. der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine gebildet sein kann, verbunden. Die drehfeste Verbindung zwischen der Welle und dem Gehäuse 2 erfolgt, wie z. B. durch die EP-OS 0 066 381 und die EP-OS 0 037 059 bekannt, über ein Antriebsblech, das radial innen mit der antreibenden Welle und radial außen mit dem Gehäuse 2 drehfest verbunden ist.

Das Gehäuse 2 ist durch eine der antreibenden Welle bzw. der Brennkraftmaschine benachbarte Gehäuseschale 4 sowie eine an dieser befestigte weitere Gehäuseschale 5, die von der antreibenden Welle axial entfernt ist, gebildet. Die beiden Gehäuseschalen 4 und 5 sind radial außen über eine Schweißverbindung 6 fest miteinander verbunden und abgedichtet. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird zur Bildung der äußeren Schale des Pumpenrades 7 die Gehäuseschale 5 unmittelbar herangezogen. Hierfür sind die Schaufelbleche 8 in an sich bekannter Weise mit der Gehäuseschale 5 verbunden. Axial zwischen dem Pumpenrad 7 und der radial verlaufenden Wandung 9 der Gehäuseschale 4 ist ein Turbinenrad 10 vorgesehen. Axial zwischen den radial inneren Bereichen des Pumpen- und des Turbinenrades 7, 10 ist ein Leitrad 11 vorgesehen.

In dem durch die beiden Gehäuseschalen 4 und 5 gebildeten Innenraum 12 ist weiterhin ein drehelastischer Dämpfer 13 aufgenommen, der eine drehelastische Koppelung der Abtriebsnabe 14 mit einem antreibenden Teil gewährleistet, das bei der dargestellten Ausführungsform durch die Gehäuseschale 4 bei geschlossener bzw. schlupfender Überbrückungskupplung 15 und durch das Turbinenrad 10 bei offener bzw. schlupfender Überbrückungskupplung 15 gebildet ist. Die Wandlerüberbrückungskupplung 15 ist in Reihe mit dem drehelastischen Dämpfer 13 angeordnet.

Die das Abtriebsteil der Einrichtung 1 darstellende Nabe 14 ist über eine Innenverzahnung mit einer Getriebeeingangswelle 16, welche lediglich schematisch dargestellt ist, koppelbar. Das Turbinenrad 10 ist gegenüber dem Abtriebsteil bzw. der Nabe 14 entgegen der Wirkung des Dämpfers 13 verdrehbar, und zwar im vorliegenden Falle um einen begrenzten Verdrehwinkel. Bei Einsatz eines auf dem Scher-Prinzip einer hydraulischen Flüssigkeit bzw. eines Fettes basierenden Dämpfers 13 könnte eine zwar gedämpfte, jedoch unbegrenzte Verdrehung zwischen dem Turbinenrad 10 und der Abtriebsnabe 14 stattfinden.

Die Abtriebsnabe bzw. das Abtriebsteil 14 ist mit dem flanschartig ausgebildeten Ausgangsteil 17 des drehelastischen Dämpfers 13 drehfest verbunden. Das Eingangsteil 18 des drehelastischen Dämpfers 13 ist durch ein scheibenförmiges Bauteil 19 und ein mit diesem drehfest verbundenes ringförmiges Bauteil 20, welches axial beabstandet ist, gebildet. In dem zwischen den beiden Bauteilen 19 und 20 vorhandenen axialen Bauraum greift das Ausgangsteil 17 radial ein. Das Ausgangsteil 17 sowie die das Eingangsteil 18 bildenden Bauteile 19,

20 besitzen in an sich bekannter Weise Aufnahmen für die Kraftspeicher, in Form von Schraubenfedern 13a, des Dämpfers 13. Das scheibenförmige Bauteil 19 und das ringförmige Bauteil 20 sind radial außerhalb des äußeren Umfangs des Ausgangsteils 17 miteinander verbunden, und zwar in an sich bekannter Weise über Laschen 21, die einstückig mit dem Bauteil 20 ausgebildet sind, in axialer Richtung verlaufen und mit dem scheibenförmigen Bauteil, z. B. durch Verstemmung der Endbereiche fest verbunden sind. Das scheibenförmige Bauteil 19 ist mit dem Turbinenrad 10 drehfest verbunden, und zwar über einen Formschluß 22, der bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel eine axiale Verlagermöglichkeit zwischen dem Eingangsteil 18 des Dämpfers 13 und dem Turbinenrad 10 gewährleistet. Der Formschluß 22 wird durch eine radial innen am scheibenförmigen Bauteil 19 vorgesehene Verzahnung 23, welche mit einer mit dem Turbinenrad 10 drehfesten Außenverzahnung 24 in Eingriff steht, gebildet. Die Verzahnung 24 ist radial außen an der Turbinennabe 25 vorgesehen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Turbinennabe 25 durch ein eigenes Bauteil gebildet, welches mit der äußeren Schale 26 des Turbinenrades 10 fest verbunden ist.

Zwischen dem Turbinenrad 10 und dem Ausgangsteil 14 der Einrichtung 1 ist eine mit Verdrehspiel für den Dämpfer 13 versehene formschlüssige Verbindung 27 vorgesehen. Die formschlüssige Verbindung 27 bildet in ähnlicher Weise wie die formschlüssige Verbindung 23 eine axiale Steckverbindung.

Wie in Verbindung mit Fig. 2 ersichtlich ist, ist die Steckverbindung 27 durch eine an der Außenperipherie des Abtriebssteils 14 angeformte Außenverzahnung 28 und eine mit dieser in Eingriff stehende, im Bereich der durch die Nabe 25 begrenzten Durchgangsöffnung angeformte Nabenninnenverzahnung 29 gebildet. Die formschlüssige Verbindung 27 ermöglicht eine begrenzte axiale Verlagerung zwischen dem Turbinenrad 10 und dem Abtriebssteil bzw. Nabenteil 14. Wie weiterhin aus Fig. 2 ersichtlich ist, sind die Verzahnungen 28 und 29 derart ausgebildet, daß zwischen den Seitenflanken dieser Verzahnungen ein Verdrehspiel 30 zumindest in einer Drehrichtung vorhanden ist. Dieses Verdrehspiel 30 kann — je nach Anwendungsfall und bezogen auf einen nicht beanspruchten Dämpfer 13 — in Zug- und Schubrichtung, d. h. also in beide Drehrichtungen gleich oder unterschiedlich groß sein.

Die Dämpfungseinrichtung 13 ist axial zwischen der radial verlaufenden Wandung 9 des Gehäuseteils 4 und dem aus Blech hergestellten ringförmigen Kolben 31 der Überbrückungskupplung 15 vorgesehen. Der ringförmige Kolben 31 trägt radial außen einen Reibbelag 32, der mit einer Reibfläche 33 des Gehäuseteils 4 bei geschlossener Überbrückungskupplung 15 zusammenwirkt. Der Kolben 31 ist auf der Außenperipherie des Nabenkörpers 25 axial verschiebbar zentrisch gelagert. Hierfür besitzt der Kolben 31 radial innen einen in Richtung des Pumpenrades 7 axial verlaufenden zylindrischen Ansatz 34, der auf der Nabe 25 axial gleitbar aufgenommen ist. Zwischen der Nabe 25 und dem Kolben 31 bzw. dem Ansatz 34 ist eine in axialer Richtung wirksame Dichtung vorgesehen. Der Kolben 31 stützt sich zumindest bei geöffneter Überbrückungskupplung 15 am Turbinenrad 10 axial ab. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel erfolgt dies über den inneren axialen Ansatz 34, welcher sich unter Zwischenlegung einer Toleranzausgleichsscheibe 35 an einem radialen Bereich 36 der Turbinennabe 25 abstützt. Durch die

Toleranzausgleichsscheibe 35 kann der axiale Abhub des Kolbens 31 gegenüber der radialen Wandung 9 des Gehäuseteils 4 auf einen innerhalb verhältnismäßig enger Toleranzen liegenden Wert eingestellt werden.

Der Kolben 31 ist mit dem Eingangsteil 18 des Dämpfers 13 drehfest verbunden, hat jedoch gegenüber diesem in axialer Richtung eine begrenzte Verlagerbarkeit. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird dies über eine axiale Steckverbindung 37 gewährleistet, welche durch mit dem Kolben 31 fest verbundene Ansätze 38, die in am Außenumfang des flanschförmigen Eingangsteils 19 vorgesehene Ausschnitte 39 praktisch ohne Verdrehspiel eingreifen, gebildet ist. Die drehfeste Verbindung zwischen den Bauteilen 19 und 31 könnte jedoch auch mittels von blattfederartigen Elementen erfolgen, welche mit diesen beiden Bauteilen 19, 31 entsprechend fest verbunden wären, wobei aufgrund der axialen Elastizität bzw. Verformbarkeit der blattfederartigen Elemente eine axiale Verlagerbarkeit zwischen den beiden Bauteilen 19 und 31 ermöglicht wäre.

Axial zwischen dem flanschförmigen Eingangsteil 19 und dem Kolben 31 ist ein Kraftspeicher, in Form einer Tellerfeder 40 axial verspannt. Die Tellerfeder 40 beaufschlagt den Kolben 31 axial im Sinne eines Öffnens der Überbrückungskupplung 15. Durch die Tellerfeder 40 wird weiterhin gewährleistet, daß der Kolben 31 axial in Richtung des Turbinenrades 10 gedrängt wird. Durch den Kraftspeicher bzw. die Tellerfeder 40 wird weiterhin erzielt, daß der Dämpfer 13 bzw. die diesen bildenden Bauteile 17, 19 axial in Richtung der radialen Wandung 9 des Gehäuseteils 4 gedrückt wird bzw. werden. Dadurch werden der Dämpfer 13 bzw. die diesen bildenden Bauteile axial gegenüber dem Gehäuseteil 4 in einer definierten axialen Position gehalten. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel stützt sich das flanschförmige Ausgangsteil 17 mit radial inneren Bereichen 41 unmittelbar an den axial gegenüberliegenden Bereichen 42 des Gehäuseteils 4 ab. Zwischen den beiden Bereichen 41 und 42 könnte jedoch auch zumindest ein Reib- bzw. Gleitring oder aber ein spezielles Lagermittel vorgesehen werden. Radial weiter außen stützt sich am flanschartigen Ausgangsteil 17 das scheibenförmige Eingangsteil 19 unmittelbar ab, wodurch eine Reibeingriffsstelle 43 gebildet wird, an der eine zu den Kraftspeichern 13a parallel geschaltete Reibungshysterese während einer Verdrehung zwischen den beiden Teilen 17 und 19 erzeugt wird. Im Bereich der Reibeingriffsstelle 43 kann auch ein Reib- oder Gleitbelag zwischen den beiden Bauteilen 17 und 19 vorgesehen werden.

Das Gehäuseteil 4 besitzt im Bereich seiner radial verlaufenden Wandung 9 eine in Richtung des hier nicht dargestellten Antriebsmotors aufgestellte Ausbuchtung 44, in die die Kraftspeicher 13a bzw. die diesen Kraftspeichern 13a benachbarten Bereiche der den Dämpfer 13 bildenden Bauteile zumindest teilweise axial eingreifen.

Axial zwischen dem Kolben 31 und der radial verlaufenden Wandung 9 des Gehäuseteils 4 ist ein Raum 45 gebildet, der in an sich bekannter Weise von radial innen her über eine Zuleitung mit einem Druckmedium, wie Öl beaufschlagbar ist, wodurch die Wandlerüberbrückungskupplung 15 geöffnet werden kann bzw. falls bei bestimmten Betriebszuständen ein bestimmter Schlupf in der Überbrückungskupplung 15 gewünscht ist, die axiale Anlagkraft bzw. das übertragbare Drehmoment zwischen der Reibfläche 33 und dem Reibbelag 32 durch eine Regelung oder Steuerung des Druckniveaus entsprechend eingestellt werden kann.

Im Schubetrieb, also in dem Zustand, in dem das Turbinenrad 10 eine höhere Drehzahl besitzt als das Pumpenrad 7, wird das Turbinenrad 10 durch die im torusartigen Raum 45a bzw. im Innenraum 12 vorhandene Druckverteilung axial in Richtung des Kolbens 31 beaufschlagt. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel stützt sich dann das Turbinenrad 10 am Kolben 31 ab, welcher bei geschlossener Überbrückungskupplung 15 sich wiederum im Bereich der Reibfläche 33 an dem Gehäuseteil 4 axial abstützt. Es können also die auf das Turbinenrad 10 im Schubetrieb einwirkenden Axialkräfte über den Kolben 31 abgefangen werden. Im Bereich der Turbinennabe 25 ist somit keine axiale Abstützung gegenüber dem Gehäuseteil 4 erforderlich. Die axiale Abstützung des Turbinenrades 10 am Kolben 31 kann auch radial weiter außen erfolgen. Eine derartige Abstützung kann z. B. unmittelbar zwischen dem Kolben 31 und der äußeren Turbinenradschale 26 erfolgen, und zwar in vorteilhafter Weise wenigstens annähernd im mittleren radialen Bereich der äußeren Turbinenschale 26. In Fig. 1 ist in der oberen Hälfte eine solche Abstützung angedeutet und mit dem Bezugszeichen 46 versehen. Zur Bildung der axialen Abstützung 46 kann der Kolben 31 eine entsprechende ringförmige axiale Anformung besitzen. Durch eine radial nach außen verlagerte axiale Abstützung zwischen dem Kolben 31 und dem Turbinenrad 10 kann die axiale Verformung des Kolbens 31 verringert werden. Die Abstützung des Kolbens 31 kann also im radialen Bereich der Turbinenschale 26 erfolgen. Bei offener bzw. durchrutschender Überbrückungskupplung 15 und Zugbetrieb, bei welchem über das Gehäuse 2 das Turbinenrad 10 angetrieben wird, ist die Druckverteilung im torusartigen Raum 45a bzw. im Innenraum 12 derart, daß das Turbinenrad 10 axial in Richtung des Pumpenrades 7 axial angezogen wird. Bei diesem Betrieb stützt sich das Turbinenrad 10 an dem Leitrad 11 axial ab, welches sich wiederum an der Gehäuseschale 5 über eine Lagerstelle 47 axial abstützt. Das Leitrad 11 ist in an sich bekannter Weise über einen Freilauf 48 in eine Drehrichtung drehbar gelagert.

Die in Fig. 3 dargestellte Drehmomentübertragungseinrichtung 101 besitzt ein Gehäuse 102, welches ähnlich ausgebildet ist wie das Gehäuse 2 gemäß Fig. 1 und ebenfalls einen hydrodynamischen Drehmomentwandler 103 aufnimmt. Das Pumpenrad 108 und das Leitrad 111 sind in gleicher Weise angeordnet und aufgebaut, wie dies im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben wurde.

Das Turbinenrad 110 ist mit dem durch eine Nabe 114 gebildeten Abtriebsteil über eine ein Verdrehspiel aufweisende formschlüssige Verbindung 127 gekoppelt. Die formschlüssige Verbindung 127 ist durch eine axiale Steckverbindung gebildet. Die axiale Steckverbindung 127 umfaßt eine am Außenumfang der Nabe 114 eingebrachte Verzahnung 128, die mit einer Innenverzahnung 129 in Eingriff steht, welche vom Turbinenrad 110 getragen ist. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Innenverzahnung 129 an einen Nabenkörper 125 angeformt, welcher radial außen mit der äußeren Turbinenschale 126 über Nietverbindungen fest verbunden ist. Die äußere Turbinenschale 126 könnte jedoch auch unmittelbar einen radial nach innen verlaufenden Bereich besitzen, welcher die Profilierung bzw. Verzahnung 129 für die formschlüssige Verbindung 127 aufweist. Bei einer derartigen Ausgestaltung kann die Verzahnung 129 durch entsprechende Umformung des radial inneren Bereiches der äußeren Turbinenschale 126

gebildet sein. Falls erforderlich, kann das die äußere Turbinenschale 126 bildende Blechmaterial entsprechend dicker ausgewählt werden.

Die axiale Abstützung des Turbinenrades 110 in die eine axiale Richtung erfolgt über das Leitrad 111, welches sich unter Zwischenlegung eines Lagers 147 an den radial inneren Bereichen des Gehäuseteiles 105 abstützt.

Zwischen dem Turbinenrad 110 und der Abtriebsnabe 114 ist ein Torsionsschwingungsdämpfer 113 angeordnet, der axial zwischen dem Kolben 131 der Wandlerüberbrückungskupplung 115 und dem Turbinenrad 110 vorgesehen ist. Axial zwischen dem Kolben 131 und der radial verlaufenden Wandung 109 des der Antriebswelle A benachbarten Gehäuseteiles 104 ist eine mit Druckmedium befüllbare Kammer 145 vorgesehen. Durch entsprechende Steuerung bzw. Regelung des in dem Raum 145 vorhandenen Druckes kann die Überbrückungskupplung 115 geschlossen und geöffnet sowie, falls erwünscht, ein bestimmter Schlupf eingestellt werden. Der Kolben 131 ist radial innen auf dem Abtriebsteil 114 zentriert und besitzt gegenüber diesem Teil 114 eine begrenzte axiale Verlagermöglichkeit. Zwischen dem inneren hülsenförmigen Bereich 134 des Kolbens 131 und dem Abtriebsteil bzw. der Nabe 114 ist eine in axialer Richtung wirksame Dichtung 134a vorgesehen. Der Kolben 131 ist drehfest mit dem Eingangsteil 118 des Torsionsschwingungsdämpfers 113 verbunden, hat jedoch gegenüber diesem zumindest eine axial begrenzte Verlagermöglichkeit. Letzteres wird gewährleistet über eine formschlüssige axiale Steckverbindung 137, die radial außen zwischen dem Kolben 131 und dem Eingangsteil 118 vorgesehen ist. Das Eingangsteil 118 besitzt zwei scheibenförmige Bauteile 119, 120, die fest miteinander verbunden sind. Diese beiden scheibenförmigen Bauteile 119, 120 besitzen axial beabstandete Bereiche, die einen ringartigen Raum begrenzen, in dem das durch ein flanschförmiges Bauteil gebildete Ausgangsteil 117 des Dämpfers 113 aufgenommen ist. Radial außerhalb des Ausgangsteils 117 sind die scheibenförmigen Bauteile 119, 120 derart aufeinander zu getopft, daß diese sich unmittelbar kontaktieren. In diesen Anlagebereichen sind die beiden Bauteile 119, 120 über Vernietungen 119a fest miteinander verbunden. Wie aus der oberen Hälfte der Fig. 3 ersichtlich ist, ist das Eingangsteil 118 des Dämpfers 113 fest mit der äußeren Turbinenschale 126 verbunden, und zwar über Nietverbindungen 120a. Die Nietverbindungen 120a gewährleisten einen zusätzlichen Zusammenhalt zwischen den beiden scheibenförmigen Bauteilen 119, 120. Die Nietverbindungen 120a sind zumindest annähernd im mittleren Bereich der radialen Erstreckung der den torusförmigen Raum 145a begrenzenden Abschnitte der äußeren Turbinenschale 126 vorgesehen. Anstatt der Nietverbindungen 119a, 120a könnten andere formschlüssige Verbindungen und/oder Schweißverbindungen vorgesehen werden. Zwischen dem Kolben 131 und dem Eingangsteil 118 ist ein Abstützbereich 146 vorgesehen, der radial außerhalb der Verbindungen 120a zwischen dem Eingangsteil 118 und dem Turbinenrad 110 angeordnet ist. Dieser Abstützbereich 146 kann jedoch — in radialer Richtung betrachtet — an anderer Stelle vorhanden sein. Er kann also radial weiter außen oder radial weiter innen liegen, wobei eine verhältnismäßig weit außen vorgesehene Abstützung zwischen dem Kolben 131 und dem Eingangsteil 118 oder dem Turbinenrad 110 den Vorteil hat, daß die infolge der axialen Abstützung des Kolbens auf diesen einwirkenden axialen Biegebeanspruchungen auf ein Minimum redu-

ziert oder gar eliminiert werden können. Wie bereits im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben, erfolgt auch bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 im Schubetrieb eine axiale Abstützung des Turbinenrades 110 am Kolben 131.

Das durch den Flansch 117 gebildete Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers 113 ist mit der Abtriebsnabe 114 zumindest drehfest verbunden. Die das Eingangsteil und Ausgangsteil bildenden scheibenförmigen bzw. flanschartigen Bauteile 117, 119 und 120 besitzen in an sich bekannter Weise Ausnehmungen zur Aufnahme der durch Schraubenfedern gebildeten Kraftspeicher 113a des Dämpfers 113.

Auf der dem Freilauf 148 des Leitrades 111 zugewandten Seite des Abtriebsteiles 114 ist zwischen diesem und einem hülsenförmigen bzw. rohrförmigen Bereich 149 eine ringförmige Dichtung 150 vorgesehen. Der hülsenförmige Bereich 149 dient zur radialen Positionierung und Abstützung in Umfangsrichtung des inneren Ringes 151 des Freilaufes 148. Der drehfest mit dem Innenring 151 verbundene hülsenförmige Bereich 149 kann zumindest drehfest mit dem Gehäuse eines der Drehmomentübertragungseinrichtung 101 nachgeschalteten Getriebes sein. Wie aus Fig. 3 ersichtlich ist, sind die mit der Nabe 114 zusammenwirkenden Dichtungen 134a und 150 bzw. die durch diese gebildeten Dichtstellen zumindest annähernd auf gleichem Durchmesser vorgesehen. Durch eine derartige Anordnung bzw. Dimensionierung der Dichtungen 134a und 150 kann gewährleistet werden, daß durch die in dem Raum 112 vorhandene Flüssigkeit praktisch keine axiale Kraft auf die Abtriebsnabe 114 ausgeübt wird. Es kann also vermieden werden, daß die Nabe 114 ähnlich wie ein Kolben wirkt und über ein besonderes Axiallager abgestützt werden muß. Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß infolge der Eliminierung bzw. Minimierung der auf die Abtriebsnabe 114 einwirkenden Axialkräfte, eine durch derartige Kräfte erzeugte und in vielen Fällen unerwünschte Fremdreibung vermieden werden kann. Die erfindungsgemäße Anordnung der beiden Dichtstellen 134a und 150 auf zumindest annähernd gleichem Durchmesser kann allgemein, bei Abtriebsnaben von hydrodynamischen Drehmomentwandlern Anwendung finden, wobei diese Nabe auch mit dem Turbinenrad drehfest sein kann, wie dies z. B. bei Konstruktionen gemäß der DE-OS 42 02 810 oder 42 08 905 der Fall ist.

Durch die wirkungsmäßig parallel zu dem Dämpfer 13, 113 vorgesehene Begrenzung 27, 127 des möglichen Verdrehwinkels zwischen dem Turbinenrad 10, 110 und der Abtriebsnabe 14, 114 wird bei Überschreitung eines bestimmten durch das Turbinenrad 10, 110 übertragenen Momentes der Dämpfer 13, 113 praktisch überbrückt. Das bedeutet also, daß das über dieses bestimmte Moment hinausgehende Moment nicht mehr vom Dämpfer 13, 113 übertragen werden muß, sondern über die in einem parallel zum Dämpfer 13, 113 vorgesehene Kraft- bzw. Momentenweg angeordneten Verdrehbegrenzung 27, 127 übertragen wird. Durch eine derartige konstruktive Auslegung kann erzielt werden, daß die das Eingangsteil 18, 118 und/oder das Ausgangsteil 17, 117 bildenden Bauteile nicht unzulässig hoch beansprucht werden bzw. diese Bauteile nicht entsprechend stabiler ausgebildet werden müssen, um das gesamte Moment übertragen zu können. Es wird also durch eine formschlüssige Verbindung 27, 127 mit Verdrehspiel das über den Dämpfer 13 geleitete Moment auf das in bezug auf die Torsionsschwingungen unbedingt erforderliche Maß begrenzt. Die hohen Momente treten insbesonde-

re bei offener Überbrückungskupplung 15, 115 in den Zuständen auf, in denen Drehmomentwandlung in der Einrichtung 1, 101 erfolgt. Bei Drehmomentwandlung kann das vom Turbinenrad 10, 110 aufgebrachte Drehmoment ein Vielfaches des vom Motor abgegebenen Drehmomentes sein. Auch braucht zwischen dem Eingangsteil 18, 118 und dem Ausgangsteil 17, 117 keine Drehbegrenzung durch Anschlag vorgesehen werden.

Die Naben 14, 25, 114, 125 können in vorteilhafter Weise als Sinter Teile hergestellt werden. Durch eine derartige Herstellung wird gewährleistet, daß diese Bauteile verhältnismäßig preisgünstig hergestellt werden können, da die für die formschlüssigen Verbindungen 27, 127 an diesen Bauteilen angeformten Profilierungen praktisch keine Mehrkosten verursachen. Diese werden beim Sintern angeformt, so daß eine mechanische, insbesondere spanabhebende Bearbeitung zur Herstellung dieser Profilierungen nicht erforderlich ist. Die Bauteile 14, 25, 114, 125 können auch in vorteilhafter Weise als Schmiedeteil oder Kaltfließpreßteil hergestellt werden.

Bei den Ausführungsbeispielen gemäß den Fig. 4 bis 6 ist der Kolben 231, 331, 431 unmittelbar auf dem freien Endbereich einer Getriebeeingangswelle 216, 316, 416 axial verlagerbar geführt und zentriert gehalten. Zwischen den inneren Bereichen des Kolbens 231, 331, 431 und der Getriebewelle 216, 316, 416 ist eine in axialer Richtung wirksame Dichtung 234a, 334a, 434a vorgesehen. Durch eine derartige Anordnung einer Dichtung kann ebenfalls erzielt werden, daß auf das Abtriebsteil bzw. die Abtriebsnabe 214, 314, 414 praktisch keine Axialkräfte einwirken, da beidseits der Nabe zumindest im wesentlichen der gleiche Druck bzw. die gleiche Druckverteilung herrscht und — in axialer Richtung betrachtet — beidseits auch zumindest annähernd die gleichen Beaufschlagungsflächen vorhanden sind.

Bei den Ausführungsformen gemäß den Fig. 4 und 6 ist die Dichtung 234a, 434a in einer Nut der Getriebeeingangswelle 216, 416 aufgenommen. Die Dichtung 234a, 434a wirkt mit einem am Kolben 231, 431 radial innen vorgesehenen axialen Bereich 234, 434 zusammen. In Fig. 4 ist der hülsenförmige axiale Bereich 234 durch ein ringförmiges Bauteil gebildet, welches im Querschnitt L-förmig ausgebildet ist und an den radial inneren Bereichen des Kolbens 231 befestigt ist.

In Fig. 6 ist der axiale Bereich 434, welcher auf der Getriebeeingangswelle 416 aufgenommen ist, durch einen unmittelbar an den radial inneren Bereichen des Kolbens 431 angeformten hülsenförmigen Bereich 434 gebildet.

In Fig. 5 ist die Dichtung 334a vom Kolben 331 getragen. Hierfür ist im Bereich der inneren Ausnehmung des Kolbens 331 eine Aufnahmenut vorgesehen, die bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel durch ein ringförmiges separates Bauteil 334b gebildet ist, welches mit dem Kolben 331 fest verbunden ist und diesen in radialer Richtung positioniert.

Bei den Ausführungsformen gemäß den Fig. 4 und 5 stützt sich das Turbinenrad 210, 310 in ähnlicher Weise, wie in Verbindung mit Fig. 3 beschrieben, über den Kolben 231, 331 am Gehäuse 202, 302 bzw. am Gehäuseteil 204, 304 axial ab. Das Eingangsteil 218, 318 des Dämpfers 213, 313 ist mit der äußeren Turbinenschale 226, 326 über Schweißverbindungen 220a, 320a, zum Beispiel mittels Laserstrahl verbunden.

Bei den Ausführungsformen gemäß den Fig. 4 und 5 ist zwischen dem Turbinenrad 210, 310 und dem Abtriebsteil bzw. der Abtriebsnabe 214, 314 keine Drehbe-



grenzung für den Torsionsschwingungsdämpfer 213, 313 vorhanden. Diese Begrenzung muß also durch auf Block gehen der Schraubenfedern 213a, 313a erfolgen oder über zwischen dem Ausgangsteil 217, 317 und dem Eingangsteil 218, 318 des Dämpfers 213, 313 vorgesehene in Umfangsrichtung wirksame Anschläge.

In Fig. 4 ist weiterhin ersichtlich, daß die äußere Turbinenschale 226 derart ausgebildet ist, daß diese sich unmittelbar an dem Leitrads 211, welches lediglich angedeutet ist, axial abstützen kann, wie dies bereits im Zusammenhang mit dem Turbinenrad 110 gemäß Fig. 3 beschrieben wurde.

Bei der Konstruktion gemäß Fig. 4 ist lediglich ein Abtriebssteil bzw. eine Abtriebsnabe 214 vorhanden, die verhältnismäßig einfach ausgebildet werden kann, und zwar ähnlich wie die Nabe einer Kupplungsscheibe.

Die in Fig. 7 dargestellte Ausführungsvariante einer Drehmomentübertragungseinrichtung 501 ist ähnlich aufgebaut wie die Drehmomentübertragungseinrichtung 1 gemäß Fig. 1, besitzt jedoch gegenüber letzterer einen etwas anders aufgebauten Torsionsschwingungsdämpfer 513 bzw. eine etwas unterschiedlich aufgebaute Überbrückungskupplung 515.

Zwischen dem Turbinenrad 510 bzw. der Turbinennabe 525 und dem Ausgangsteil 514 kann in ähnlicher Weise, wie dies in Verbindung mit Fig. 1 beschrieben wurde, eine spielbehaftete formschlüssige Verbindung (27 in Fig. 1) vorhanden sein. Anstatt einer derartigen formschlüssigen Verbindung können jedoch auch andere den Verdrehwinkel zwischen dem Eingangsteil 518 und dem Ausgangsteil 517 des Dämpfers 513 begrenzende Anschläge vorgesehen werden.

Der Dämpfer 513 besitzt einen besonders einfachen Aufbau, da die Schraubenfedern 513a lediglich durch, zwei relativ zueinander verdrehbare, scheibenförmige bzw. flanschartige Bauteile 519, 520 gehalten und geführt sind, von denen das eine 519 das Eingangsteil 518 und das andere 520 das Ausgangsteil 517 bildet. Die scheibenförmigen Bauteile 519, 520 besitzen Ausnehmungen 521, 522, in denen die Kraftspeicher 513a aufgenommen und geführt sind. Zur besseren radialen Führung der Kraftspeicher 513a besitzen die scheibenförmigen Bauteile 519, 520 flügelartige bzw. laschenartige Anformungen 523, 524, die die Fenster bzw. Ausnehmungen 521, 522 radial außen begrenzen und sich über die Längserstreckung der Federn 513a ausdehnen. Das Eingangsteil 518 und das Ausgangsteil 517 sind in axialer Richtung zueinander positioniert. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind hierfür Mittel in Form von Nieten 526 vorgesehen, die einen Schaft 526a aufweisen, der mit Umfangsspiel in längliche Ausnehmungen des Dämpfereingangsteils 518 eingreift. Das Umfangsspiel entspricht dabei zumindest dem durch den Dämpfer 513 zwischen den beiden Bauteilen 517, 518 zugelassenen Verdrehwinkel sowohl in Schub- als auch in Zugrichtung. Auf der dem scheibenförmigen Bauteil 517 abgewandten Seite des scheibenartigen Bauteils 518 ist an den Nieten 526 wenigstens ein in axialer Richtung wirksamer Kraftspeicher befestigt, der bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel durch eine ringartige Federmembran 527 gebildet ist. Durch diese Membran 527 erfolgt sowohl eine axiale Sicherung zwischen den beiden scheibenförmigen Bauteilen 517, 518 als auch eine axiale Verspannung zwischen dem Kolben 531 und der durch die beiden scheibenförmigen Bauteile 517, 518 gebildeten Einheit. Die Federmembran 527 erzeugt infolge ihrer axialen Verspannkraft eine ähnliche Wirkung, wie die Feder 40 gemäß Fig. 1.

Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 7 ist zwischen radial inneren Bereichen 541 des scheibenförmigen Bauteils 517 und axial benachbarten Bereichen 542 des Wandlergehäuses 502 eine Gleit- bzw. Lagerscheibe 543 vorgesehen.

Der Kolben 531 ist mit dem Eingangsteil 518 des Dämpfers 513 drehfest verbunden, hat jedoch gegenüber diesem in axialer Richtung eine begrenzte Verlagerbarkeit. Hierfür ist zwischen diesen Bauteilen 518, 531 eine axiale Steckverbindung 537 vorgesehen. Die Steckverbindung 537 ist durch am Kolben 531 befestigte Ansätze in Form von Nieten 538, die in am Außenumfang des flanschförmigen Eingangsteils 519 vorgesehene Ausschnitte 539 praktisch ohne Verdrehspiel eingreifen, gebildet. Die Nieten 538 besitzen an ihrem dem Kolben 531 abgewandten Ende jeweils einen Kopf bzw. radialen Vorsprung 538a. Die Vorsprünge 538a dienen als axialer Anschlag bzw. als Wegbegrenzungsmittel für die axiale Verlagerbarkeit zwischen den beiden Bauteilen 531 und 519.

Aufgrund des Aufbaues der Wandlerüberbrückungskupplung 515 bilden der Kolben 531 und der Dämpfer 513 eine Baueinheit, die als solche komplett transportiert und in die Drehmomentübertragungseinrichtung 501 montiert werden kann.

Zur Begrenzung der Drehbewegung zwischen den beiden scheibenförmigen Bauteilen 519, 520 sind Anschlagmittel 540 vorgesehen, welche radial innerhalb der Kraftspeicher 513a angeordnet sind. Die Anschlagmittel 540 umfassen axiale Vorsprünge 541, welche mit Umfangsspiel in Vertiefungen bzw. Ausschnitte 542 eingreifen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Vorsprünge 541 am Dämpfereingangsteil 518 vorgesehen und die Vertiefungen bzw. Ausschnitte 542 am Dämpferausgangsteil 517. Es kann jedoch auch das Ausgangsteil 517 entsprechende Vorsprünge aufweisen, die in Vertiefungen bzw. Ausschnitte des Eingangsteils 518 eingreifen. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn sowohl das Eingangsteil 518 als auch das Ausgangsteil 517 sowohl Vorsprünge als auch Ausschnitte aufweisen, die einander zugeordnet sind. Die Anschläge und Gegenanschläge bildenden Mittel 541, 542 können dabei in zwei Gruppen aufgeteilt sein, wobei die eine Gruppe zur Begrenzung der Verdrehung zwischen den beiden Bauteilen 517, 518 in die eine relative Drehrichtung und die andere Gruppe zur Begrenzung eine Relativverdrehung der Bauteile 517, 518 in die andere Drehrichtung wirksam sein können. Die Vorsprünge 541 können durch in das entsprechende Bauteil 517 und/oder 518 eingebrachte axiale Anprägungen oder durch aus dem entsprechenden Bauteil herausgeformte Laschen bzw. Zungen gebildet sein.

Die Erfindung ist nicht auf die dargestellten und beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, sondern umfaßt auch Varianten, die durch Kombination von einzelnen in Verbindung mit den verschiedenen Ausführungsformen beschriebenen Merkmalen bzw. Elementen gebildet werden können. Weiterhin können einzelne in Verbindung mit den Figuren beschriebenen Merkmale bzw. Funktionsweisen für sich alleine genommen eine selbständige Erfindung darstellen. So ist zum Beispiel die unmittelbare Zentrierung und Abdichtung des Kolbens auf einer Getriebeeingangswelle gemäß den Fig. 4 bis 6 allgemein bei hydrodynamischen Drehmomentwandlern anwendbar. Auch die axiale Abstützung des Turbinenrades über den Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung sowie die radial nach außen verlagerte Abstützung zur Reduzierung der axialen Kolbenfor-



mung können bei anderen Konstruktionen von hydrodynamischen Drehmomentwandlern in vorteilhafter Weise benutzt werden. Bei Verwendung einer Nabe mit zwei Abdichtstellen, wie dies z. B. in Fig. 3 der Fall ist, kann die erfindungsgemäße Anordnung der beiden Dichtstellen auf zumindest annähernd gleichem Durchmesser ebenfalls in vorteilhafter Weise Anwendung finden, um die auf die Nabe einwirkenden Axialkräfte zu reduzieren.

#### Patentansprüche

1. Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, mit wenigstens einem mit einer Antriebswelle verbindbaren Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie Getriebewelle, verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, mit weiterhin wenigstens einem im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Abtriebsteil der Einrichtung angeordneten drehelastischen Dämpfer mit einem gegenüber dem Turbinenrad drehfesten Eingangsteil sowie einem mit dem Abtriebsteil verbundenen Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, wobei zwischen dem Ausgangsteil und dem Turbinenrad eine mit Verdrehspiel für den Dämpfer versehene formschlüssige Verbindung vorgesehen ist.
2. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß über die formschlüssige Verbindung das über den Dämpfer geleitete Drehmoment begrenzt wird.
3. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß über die formschlüssige Verbindung zwischen dem Turbinenrad und dem Abtriebsteil ein paralleler Kraftflußweg zu dem über den Dämpfer verlaufenden Weg gebildet ist.
4. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß mit dem drehelastischen Dämpfer eine Überbrückungskupplung in Reihe geschaltet ist.
5. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß — im Kraftflußweg vom Gehäuse zum Abtriebsteil betrachtet — die Überbrückungskupplung dem drehelastischen Dämpfer vorgeschaltet ist.
6. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad eine Innennabe aufweist, zwischen der und dem Abtriebsteil die formschlüssige Verbindung vorgesehen ist.
7. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssige Verbindung durch ineinandergreifende Verzahnungen gebildet ist.
8. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Turbinennabe eine zentrale axiale Ausnehmung begrenzt und zumindest über einen Teilbereich der Länge dieser Ausnehmung eine Innenverzahnung aufweist.
9. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der

Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Abtriebsteil eine Außenverzahnung aufweist, die mit der Innenverzahnung der Turbinennabe mit Verdrehspiel in Eingriff ist.

10. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Abtriebsteil durch eine auf einer Getriebeeingangswelle aufnehmbare Nabe gebildet ist.

11. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 6 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Turbinennabe auf einem die Getriebeeingangswelle umgebenden, hohlen Wellenabschnitt zentriert geführt ist.

12. Kraftübertragungseinrichtung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Abtriebsteil das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers trägt.

13. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers durch ein flanschartiges Teil gebildet ist, das starr mit dem Abtriebsteil verbunden ist.

14. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers durch wenigstens ein scheibenförmiges Bauteil gebildet ist, das radial innen mit der Turbinennabe antriebsmäßig verbunden ist.

15. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß das scheibenförmige Bauteil eine Innenverzahnung besitzt, die mit einer Außenverzahnung der Turbinennabe in Eingriff steht.

16. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 14, 15, dadurch gekennzeichnet, daß das scheibenförmige Bauteil ein zu diesem axial beabstandetes ringförmiges Bauteil trägt und in dem axial zwischen diesen Bauteilen vorhandenen Raum das flanschartige Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers zumindest teilweise aufgenommen ist.

17. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 14 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß das scheibenförmige Bauteil und das ringförmige Bauteil radial außerhalb des flanschartigen Ausgangsteils axial fest miteinander verbunden sind.

18. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die das Eingangsteil und das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers bildenden Bauteile Aufnahmen begrenzen für die Kraftspeicher des Dämpfers.

19. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssige Verbindung radial innerhalb des Eingangsteils des drehelastischen Dämpfers vorgesehen ist.

20. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß eine mit dem drehelastischen Dämpfer in Reihe geschaltete Überbrückungskupplung einen axial verlagerbaren Kolben aufweist.

21. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben auf der Turbinennabe zentriert axial verlagerbar geführt ist.

22. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 20 oder 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Kol-

ben mit dem Turbinenrad drehfest verbunden ist.  
 23. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Kolben und dem Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers eine drehfeste, in axialer Richtung jedoch eine relative Verlagerung zwischen diesen Bauteilen zulassende Verbindung vorhanden ist. 5  
 24. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die drehfeste Verbindung zwischen Kolben und Dämpfereingangsteil radial außerhalb der Kraftspeicher vorgesehen ist. 10  
 25. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindung durch eine axiale Steckverbindung gebildet ist. 15  
 26. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Turbinennabe und dem Abtriebsteil eine formschlüssige axiale Steckverbindung vorhanden ist. 20  
 27. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß der drehelastische Dämpfer axial unmittelbar zwischen einer radialen Wandung des Gehäuses und dem Kolben angeordnet ist. 25  
 28. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß der drehelastische Dämpfer axial zwischen dem Kolben und dem Turbinenrad angeordnet ist. 30  
 29. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben axial zwischen einer radialen Gehäusewandung und dem Turbinenrad angeordnet ist. 35  
 30. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß axial zwischen dem Kolben der Überbrückungskupplung und einem scheibenförmigen Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers ein Kraftspeicher axial verspannt ist. 40  
 31. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 30, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher den Kolben in axialer Richtung im Sinne eines Öffnens der Überbrückungskupplung beaufschlagt. 45  
 32. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß sich das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers axial am Gehäuse abstützt. 50  
 33. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 32, dadurch gekennzeichnet, daß sich das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers über radial innere Bereiche am Gehäuse abstützt. 55  
 34. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 32 oder 33, dadurch gekennzeichnet, daß sich das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers unmittelbar am Gehäuse axial abstützt. 60  
 35. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 32 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des drehelastischen Dämpfers durch einen Kraftspeicher axial gegen einen Abstützbereich des Gehäuses verspannt ist. 65  
 36. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 32 bis 35, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher axial zwischen dem Kolben und dem Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers angeordnet ist.  
 37. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 36, dadurch gekennzeichnet, daß

sich das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers am Ausgangsteil axial abstützt.

38. Kraftübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 37, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad axial über den Kolben der Überbrückungskupplung abgestützt ist.  
 39. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 20 bis 38, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben und eine radiale Wandung des Gehäuses einen mit Druckmedium beaufschlagbaren Raum begrenzen.  
 40. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 39, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben radial außen in Reibeingriff mit einer vom Gehäuse getragenen Reibfläche bringbar ist, wodurch der Raum zumindest im wesentlichen radial nach außen hin abdichtbar ist.  
 41. Kraftübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 40, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers — in radialer Richtung betrachtet — zumindest annähernd im mittleren Bereich der äußeren Turbinenschale mit dieser verbunden ist.  
 42. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 41, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der äußeren Turbinenschale und dem Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers Nietverbindungen vorhanden sind.  
 43. Kraftübertragungseinrichtung, insbesondere nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben über seine radial inneren Bereiche unmittelbar auf einer Getriebeeingangswelle in axialer Richtung sowohl abdichtend als auch verlagerbar aufnehmbar ist.  
 44. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 43, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben radial innen einen axialen Ansatz zur Führung auf der Getriebeeingangswelle besitzt.  
 45. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 43 oder 44, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben an seinem radial inneren Bereich, welcher eine ringförmige Ausnehmung begrenzt, einen Dichttring trägt.  
 46. Kraftübertragungseinrichtung nach wenigstens einem der Ansprüche 43 bis 45, dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebewelle einen Dichttring trägt, der mit den radial inneren Bereichen des Kolbens in axialer Richtung abdichtend zusammenwirkt.  
 47. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 46, dadurch gekennzeichnet, daß die äußere Turbinenschale radial innen unmittelbar axial vom Leitrad abstützbar ist.  
 48. Kraftübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 47, dadurch gekennzeichnet, daß die äußere Turbinenschale radial innen auf dem Abtriebsteil zentriert und gegenüber diesem verdrehbar ist.  
 49. Kraftübertragungseinrichtung nach Anspruch 48, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad gegenüber dem Abtriebsteil entgegen der Wirkung des drehelastischen Dämpfers verdrehbar ist.  
 50. Kraftübertragungseinrichtung nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad mit dem Eingangsteil des drehelastischen Dämpfers in Dreh-

verbindung steht.

51. Kraftübertragungseinrichtung nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad mit dem Kolben in Drehverbindung steht.

5

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

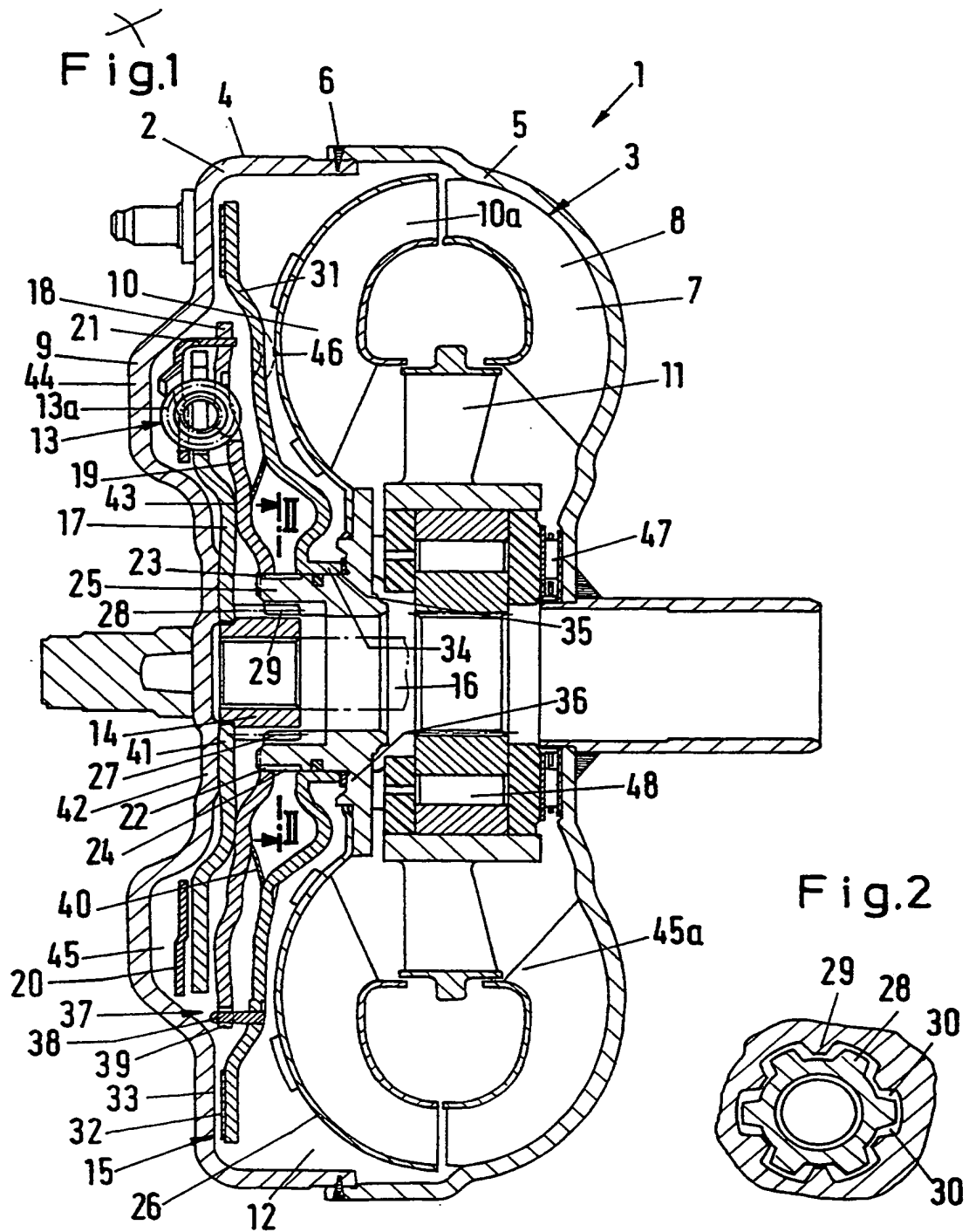


Fig.3

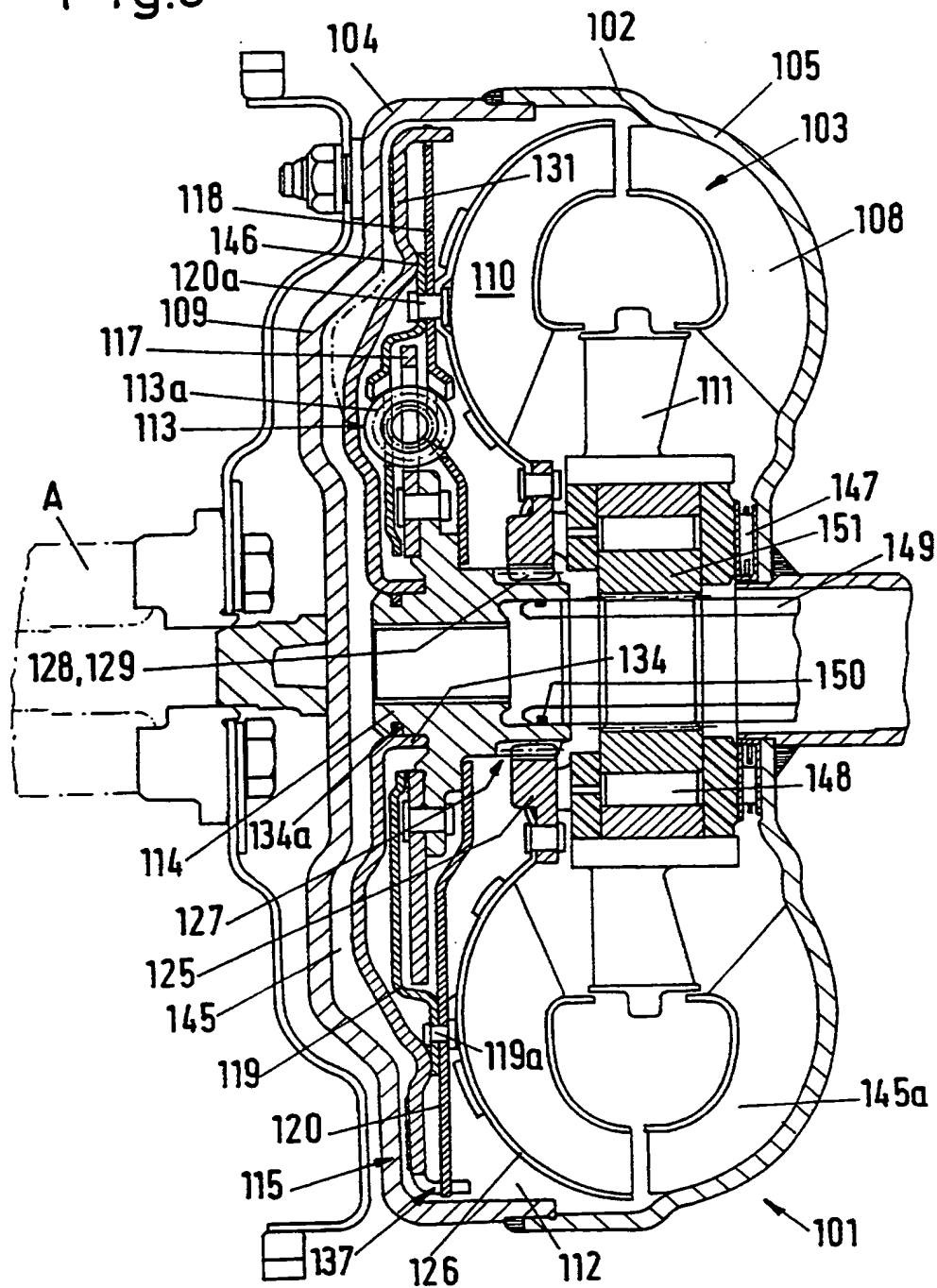


Fig.4

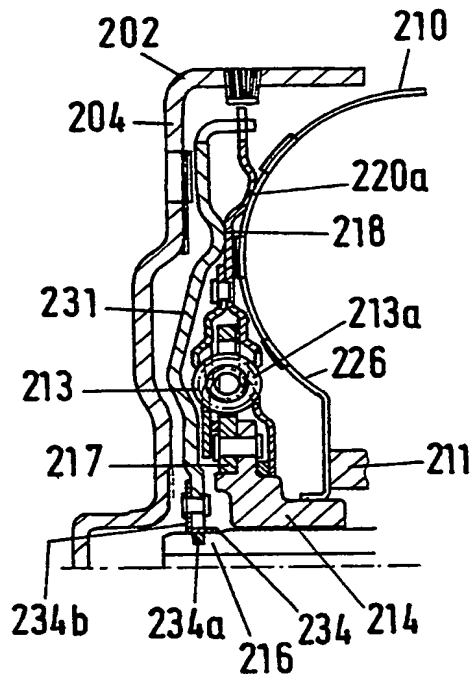


Fig.5

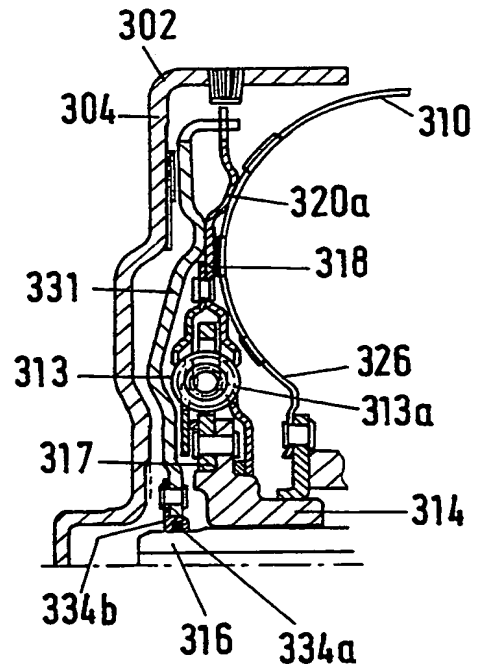


Fig.6

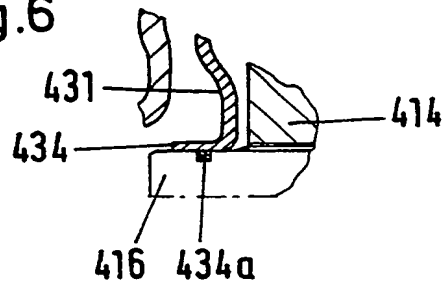




Fig.7

